

⑤

Int. Cl. 2:

F 16 J 15/32

① **BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND**



DT 26 26 484 A 1

⑪

Offenlegungsschrift 26 26 484

⑫

Aktenzeichen: P 26 26 484.6

⑬

Anmeldetag: 12. 6. 76

⑭

Offenlegungstag: 22. 12. 77

⑮

Unionspriorität:

⑯ ⑰ ⑱

⑤

Bezeichnung: Dichtungsring, insbesondere Wellendichtring

⑦

Anmelder: Goetzwerke Friedrich Goetze AG, 5093 Burscheid

⑧

Erfinder: Deuring, Hans, 5093 Burscheid

DT 26 26 484 A 1

GOETZEWERKE
Friedrich Goetze AG

2626484
Burscheid, den 02. 06. 1976
ZBT 329/We/La (1591)

PATENTANSPRÜCHE

1. Dichtungsring, insbesondere Wellendichtring, bestehend aus einem das eigentliche Dichtteil aufnehmenden Blechkörper - Gehäuse mit einer im wesentlichen axial verlaufenden und radial elastisch verformbaren Sitzfläche, dadurch gekennzeichnet, daß die Sitzfläche (11, 16) wenigstens zwei ringförmig umlaufende Zonen mit unterschiedlich radialer Höhe aufweist.
2. Dichtungsring nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Sitzfläche (11) drei ringförmig umlaufende Zonen aufweist, von denen die Mittlere die radial Höhere ist.
3. Dichtungsring nach den Ansprüchen 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Zonen mit unterschiedlicher radialer Höhe durch in Umfangsrichtung verlaufende Sicken (8, 9, 10) gebildet sind.
4. Dichtungsring nach den Ansprüchen 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Sitzfläche (11) eine an sich bekannte Lackbeschichtung (12) aufweist.
5. Dichtungsring nach den Ansprüchen 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Stärke der Lackbeschichtung (12) geringer als die Rillentiefe zwischen je zwei Sicken (8, 9) beziehungsweise (9, 10) ist.

GOETZEWERKE
FRIEDRICH GOETZE AKTIENGESELLSCHAFT

6 A Nr. 173/70

Vossieck

709851/0364

ORIGINAL INSPECTED

GOETZWERKE
Friedrich Goetze AG

2

2626484
Burscheid, den 02. 06. 1976
ZBT 329/We/La (1591)

Dichtungsring, insbesondere Wellendichtring

Die Erfindung betrifft einen Dichtungsring, insbesondere einen Wellendichtring, bestehend aus einem das eigentliche Dichtteil aufnehmenden Blechkörper - Gehäuse mit einer im wesentlichen axial verlaufenden und radial elastisch verformbaren Sitzfläche.

Wellendichtringe bestehen bekanntlich aus einem im Querschnitt meist winkelförmigen Gehäuse, an dessen radial nach innen gerichteten Schenkel ein Dichtungsring in Form einer elastischen Dichtlippe angeformt ist. Letztere liegt im Einbauzustand unter radialer Dichtpressung mit der Dichtkante auf der rotierenden Wellenoberfläche auf und bildet somit eine dynamisch beanspruchte Dichtstelle. Die äußere Sitzfläche des Dichtungsgehäuses dient zur zentrischen Fixierung der gesamten Dichtung in einer Aufnahmebohrung eines angrenzenden Maschinenteiles. Neben der Haltefunktion obliegt der äußeren Sitzfläche des Dichtungsgehäuses auch eine statische Dichtfunktion zwischen Dichtung und Maschinenteil. Es gibt Wellendichtringe mit einem rein metallischen Gehäuse, wobei die Sitzfläche mit einer relativ dünnen Lackschicht bedeckt sein kann, und Wellendichtringe aus einem gegebenenfalls metallisch versteiften Gummikörper, dessen Sitzfläche glatt oder gerillt ausgeführt ist.

Die Auswahl des Gehäusewerkstoffes sowie die besondere Gestaltung der Sitzfläche wird durch den Werkstoff des die Dichtung aufnehmenden Maschinenteiles beeinflusst. Stimmt nämlich der thermische Ausdehnungs-

709851/0364

2/...

3

koeffizient des Gehäusewerkstoffes mit dem Werkstoff des Maschinenteiles überein, z.B. wenn beide Teile aus Stahl oder Leichtmetall bestehen, so reicht eine metallisch blanke und glatte Ausführung der Sitzfläche. Sowohl aus Preisgründen als auch aus Gründen der Gewichtseinsparung besteht insbesondere im Kraftfahrzeugbau das Dichtungsgehäuse vielfach aus Stahl und das die Dichtung aufnehmende Motorenteil aus Leichtmetall. Aufgrund des unter Betriebstemperatur sich stärker ausdehnenden Motorenteiles ist eine größere Überdeckung zwischen Dichtungsgehäuse und Aufnahmebohrung des Motorenteiles erforderlich, d.h. der Außendurchmesser der Gehäuse - Sitzfläche ist von vornherein wesentlich größer als der Innendurchmesser der Aufnahmebohrung zu gestalten. Dies hat zum Nachteil, daß die Dichtung nur unter hohem axialem Kraftaufwand in die Aufnahmebohrung eingepreßt werden kann. Eine spätere Demontage im Reparaturfalle ist aufgrund des hohen Haftvermögens zwischen Dichtungsgehäuse und Motorenteil in den meisten Fällen nicht möglich.

Durch die DT - PS 804 393 ist es zwar bekannt, die äußere Sitzfläche des metallischen Wellendichtringgehäuses konisch oder ballig zu gestalten, um somit einen besseren Sitz des Gehäuses unter federnder Eigenspannung in radialer Richtung gegenüber dem Maschinenteil zu erreichen. Diese Ausführung hat den Nachteil, daß eine genaue winklige Ausrichtung des Wellendichtringes gegenüber der Wellenachse infolge des Fehlens einer zylindrischen Gehäuse - Sitzfläche nicht möglich ist.

Auch hat man entsprechend der US - PS 2 889 163 bereits versucht, durch eine Lackbeschichtung der zylindrischen Sitzfläche das Haft- und Dichtvermögen des Dichtungsgehäuses im Maschinenteil zu verbessern. Mangels eines ausreichend hohen Elastizitätsvermögens einer derart gestalteten Sitzfläche können solche Wellendichtringe keine Anwendung bei sich unter

4

Temperatureinwirkung stark ausdehnenden Maschinen-, insbesondere Motorenteilen finden.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die Sitzfläche eines Dichtungsringes mit metallischem Gehäuse mit relativ dünner Wandstärke derart zu gestalten, daß trotz einer ausreichend hohen elastischen Verformbarkeit in radialer Richtung eine bleibend gute Führungs- und Dichtfunktion zwischen Dichtungsgehäuse und angrenzendem Maschinenteil erhalten bleibt.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß die Sitzfläche wenigstens zwei ringförmig umlaufende Zonen mit unterschiedlich radialer Höhe aufweist. Die Sitzfläche ist somit in mindestens zwei axial nebeneinander liegende Berührungszonen unterteilt, wobei die Berührungszone mit dem kleineren Durchmesser vornehmlich die Führungsfunktion für das Dichtungsgehäuse übernimmt, während die Berührungszone mit dem größeren Durchmesser bei ausreichender, maßlicher Überdeckung mit dem Bohrungsdurchmesser des Maschinenteils einen elastischen Sitz des Gehäuses im Maschinenteil sowie eine ausreichende statische Dichtfunktion sicherstellt. Durch die Reduzierung der Sitzflächengröße kann darüberhinaus die Größe der Überdeckung ebenfalls verkleinert werden, da die für das Haft- und Dichtvermögen der Dichtung erforderliche Pressung mit geringerer Radialkraft erreichbar ist. Eine so gestaltete Gehäuse - Sitzfläche weist nicht nur ein elastisches Anpassungsvermögen an sich zwischenzeitlich vergrößernde Bohrungsdurchmesser des Maschinenteiles auf, sondern läßt sich auch mit geringerem axialen Kraftaufwand leichter ein- und ausbauen.

4/...

Zur Verbesserung der Führungsfunktion erscheint es von Vorteil, wenn die Sitzfläche drei ringförmig umlaufende Zonen in Form von erhabenen Sicken aufweist, von denen die Mittlere die radial Höhere ist.

Auch ist es möglich, daß die Sitzfläche eine an sich bekannte Lackbeschichtung mit relativ geringer Schichtstärke aufweist. In diesem Fall wird ergänzend vorgeschlagen, daß die Stärke der Lackschicht geringer als die minimale Sickenhöhe ist. Somit können Lackteile, die sich beim Einpressen der Dichtung in die Aufnahmebohrung des Maschinenteiles, insbesondere im Bereich der radial hohen Sicke abschieben, in der benachbarten Sickennut einlagern und zur weiteren Verbesserung der Dichtfunktion beitragen.

Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der Zeichnung dargestellt und werden im folgenden näher beschrieben. Es zeigen:

- Figur 1 einen Teilquerschnitt durch einen erfindungsgemäßen Wellendichtring
- Figur 2 den Wellendichtring nach Figur 1 im eingebauten Zustand
- Figur 3 eine weitere Ausführungsvariante eines Wellendichtringgehäuses im Teilquerschnitt

Der in Figur 1 dargestellte Wellendichtring 1 besteht aus dem im Querschnitt etwa winkelförmigen Dichtungsgehäuse 2, an dessen radial inneren Schenkel 3 das Dichtteil 4 in Form einer Hauptdichtlippe 5 und einer Zusatzdichtlippe 6 anvulkanisiert ist. Der Axialschenkel 7 des aus einem Blech gezogenen Dichtungsgehäuses 2 weist drei radial erhabene und in Umfangsrichtung umlaufende Erhebungen 8, 9, 10 auf, die mit ihrem

Außenumfang die eigentliche Sitzfläche 11 für den Wellendichtring 1 bilden. Die radialen Erhebungen 8, 9, 10 sind durch Einrollen entsprechende Sicken hergestellt, wobei die mittlere Sicke 9 einen größeren Außendurchmesser aufweist als die beiden benachbarten Sicken 8, 10. Die Sitzfläche 11 ist darüberhinaus mit einer etwa 0,05 mm dicken Lackschicht bedeckt, die zur Mikroabdichtung zwischen Dichtungsgehäuse 2 und angrenzendem Maschinenteil im Einbauzustand dient.

In Figur 2 ist der Wellendichtring 1 auf eine Welle 13 aufmontiert und sitzt mit seinem Gehäuse 2 in der Aufnahmebohrung 14 eines Motorengehäusedeckels 15 aus einer Leichtmetall-Legierung. Während die beiden Sicken 8, 10 des Dichtungsgehäuses 2 unverformt die Führung beziehungsweise Ausrichtung des Wellendichtringes 1 in der Aufnahmebohrung 14 sicherstellen, ist die durchmessergrößere mittlere Sicke 9 überwiegend elastisch verformt, so daß sie sich einem unter Temperatureinwirkung sich vergrößerndem Durchmesser der Aufnahmebohrung 14 federnd anpassen kann und somit eine ständige Haftung zwischen Dichtungsgehäuse 2 und Motorengehäusedeckel 15 sowie eine sichere Abdichtung zwischen beiden Teilen aufrechterhalten wird. Da die Stärke der Lackschicht 12 geringer als die Höhe der zwischen den Sicken 8, 9, 10 gebildeten Rillen ist, können sich beim Einpressen des Wellendichtringes 2 im Bereich der Sicken 8 und 9 abgescherte Lackteile in den benachbarten Rillen ablagern und zusammen mit der dort bereits vorhandenen Lackschicht eine zusätzliche Weichstoffabdichtung bilden.

In Figur 3 ist eine andere Variante eines Wellendichtring-Gehäuses (ohne Dichtteil) dargestellt. Die Sitzfläche 16 besteht etwa zur Hälfte ihrer axialen Länge aus einem an sich üblichen zylindrischen Teil 17, während im Bereich der anderen Hälfte eine elastisch verformbare Zone 18 mit größerem Außendurchmesser vorgesehen ist.

Die Erfindung ist jedoch nicht nur auf Wellendichtringe beschränkt, sondern in gleicher Weise auch bei anderen Dichtungen, beispielsweise Gleitringdichtung - Gehäusen, in gleicher Form anwendbar.

8
Leerseite

THIS PAGE BLANK (USPTO)

9
2626484

Nummer:
Int. Cl. 2:
Anmeldetag:
Offenlegungstag:

26 26 484
F 16 J 15/32
12. Juni 1976
22. Dezember 1977

FIG. 1

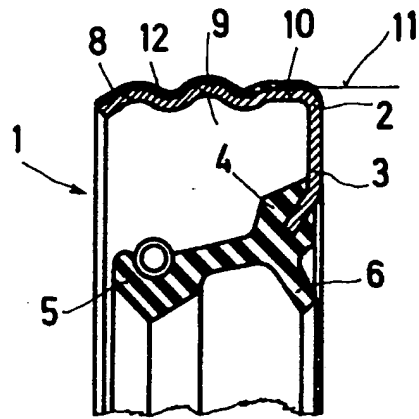


FIG. 2

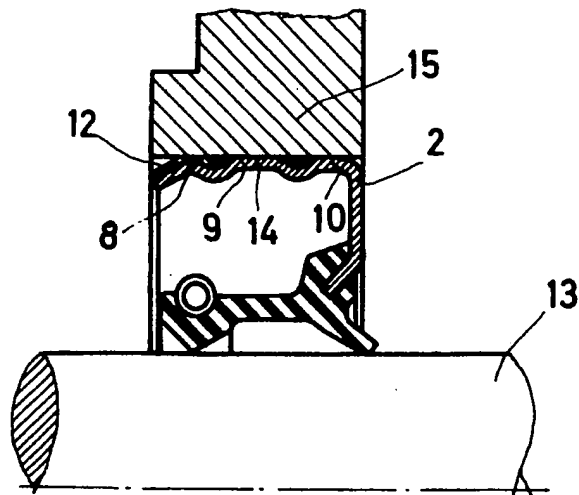
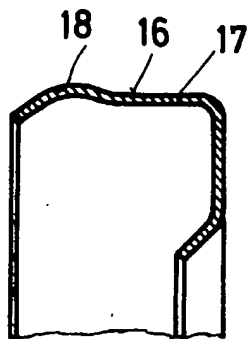


FIG. 3



German Published Application no. 26 26 484

SEALING RING, IN PARTICULAR SHAFT SEALING RING

FIELD OF THE INVENTION

[0001] The present invention is directed to a sealing ring, in particular to a shaft sealing ring, composed of a sheet-metal body – housing which accommodates the actual sealing part and which has a substantially axially running and radially elastically deformable seat surface.

BACKGROUND

[0002] As is generally known, shaft sealing rings are made up of a housing having a mostly angular cross section, on whose radially inwardly directed side, a sealing ring in the form of an elastic sealing lip is preformed. In the installed state, the latter rests under radial sealing compression with the sealing edge against the rotating shaft surface and thus forms a dynamically stressed sealing area. The outer seat surface of the seal housing is used to centrally fix the entire seal in position in a location bore of an adjoining machine part. Besides the holding function, the outer seat surface of the seal housing also performs a static sealing function between the seal and machine part. Shaft sealing rings exist which have a purely metallic housing, the seat surface being able to be covered with a relatively thin lacquer coat, as do shaft sealing rings made of an optionally metallically reinforced rubber body whose seat surface has a smooth or grooved design.

[0003] The selection of the housing material, as well as the special design of the seat surface are influenced by the material of the machine part that receives **[carries or meets with]** the seal. Namely, if the thermal expansion coefficient of the housing material conforms with **[that of]** the material of the machine part, e.g., when both parts are made of steel or of a light alloy, then a metallic bright **[uncoated]** and smooth design of the seat surface suffices. Due to cost and weight-saving considerations, in motor-

vehicle manufacturing, in particular, the seal housing is often made of steel and the engine [motor]¹ receiving the seal, of a light alloy. Because the engine part expands to a greater degree under operating temperature, it is necessary that the seal housing overlap [cover] the location bore of the engine part to a greater extent, i.e., from the outset, the outer diameter of the housing – seat surface must be much larger than the inner diameter of the location bore. This has the disadvantage that considerable axial force must be expended to press the seal into the location bore. In most cases, a later disassembly is not possible should a repair become necessary, due to the considerable adhesive strength between the seal housing and the engine part.

[0004] It is, in fact, known from German Patent 804 393 to design the outer seat surface of the metallic shaft sealing-ring housing to be conical or convex to achieve a better seating for the housing under elastic internal stress radially in opposition to the machine part. The disadvantage of this design is that a precise angular alignment of the shaft sealing ring with respect to the shaft axis is not possible, due to the lack of a cylindrical housing - seat surface.

[0005] Also, as described by U.S. Patent 2,889,163, one has already attempted to improve the adhesive strength and sealing action of the seal housing in the machine part by using a lacquer coating on the cylindrical seat surface. Because a seat surface designed in this way lacks adequate elasticity, such shaft sealing rings are not suitable for machine parts, in particular for engine parts which undergo considerable expansion under the action of temperature.

SUMMARY OF THE INVENTION

[0006] The underlying object of the present invention is to design the seat surface of a sealing ring having a metallic housing, whose wall thickness is relatively thin, in such a way that, in spite of adequate elastic deformability in the radial direction, a lasting, suitable guidance and sealing function is retained between the seal housing and the adjoining machine part.

¹ Translator's note: "Engine" has been used as the translation for the German "Motor" since the application refers to motor vehicle manufacturing, in particular. However, "motor" would be a suitable translation as well and also a broader term.

[0007] This objective is achieved in accordance with the present invention in that the seat surface has at least two circumferentially disposed, annular zones of different radial heights. Thus, the seat surface is divided into at least two contact zones, disposed axially side-by-side, the contact zone having the smaller diameter principally assuming the guidance function for the seal housing, while, given sufficient coverage **[overlapping]** in terms of dimensions of the bore diameter of the machine part, the contact zone having the larger diameter ensuring an elastic seating of the housing in the machine part, as well as an adequate static sealing function. Moreover, by reducing the seat surface size, the extent of the overlap may likewise be reduced, since the degree of compression required for the seal's adhesive strength and sealing action is attainable with little radial force. A housing – seat surface designed in this manner not only has the capability of flexibly adapting to bore diameters of the machine part that increase in the meantime **[over time or since the time of installation]**, but is also able to be installed and removed more easily with little expenditure of axial force.

[0008] To improve the guidance function, it turns out to be advantageous for the seat surface to have three circumferentially disposed, annular zones in the form of raised beads, of which the middle one is the radially more elevated one.

[0009] It is also possible for the seat surface to have a generally known lacquer coating having a relatively smaller layer thickness. In this case, it is also proposed for the thickness of the lacquer layer to be smaller than the minimal bead height. Thus, lacquer parts, which, in response to the pressing of the seal into the location bore of the machine part, are partially displaced, particularly in the area of the radially elevated bead, become intercalated in the adjacent groove between the beads and further improve the sealing function.

DETAILED DESCRIPTION

[0010] Exemplary embodiments of the present invention are illustrated in the drawing and are described in greater detail below. The figures show:

[0011] Figure 1 a partial cross section through a shaft sealing ring according to the present invention;

[0012] Figure 2 the shaft sealing ring according to Figure 1, in the installed state;

[0013] Figure 3 another variant of an embodiment of a shaft sealing-ring housing in partial cross section.

[0014] Shaft sealing ring 1 depicted in Figure 1 is composed of a seal housing 2, which, in cross section, is more or less angular and onto whose radially inner side 3, sealing part 4 in the form of a main sealing lip 5 and an additional sealing lip 6 are vulcanized. Axial side 7 of seal housing 2 drawn from a sheet metal has three radially raised, circumferentially encircling elevations 8, 9, 10, which, with their outer surface, form actual seat surface 11 for shaft sealing ring 1. Radial elevations 8, 9, 10 are produced by rolling in appropriate beads, middle bead 9 having a larger outer diameter than the two adjacent beads 8, 10. Moreover, seat surface 11 is covered with an about 0.05 mm thick lacquer coat, which provides a micro-sealing action between seal housing 2 and the adjoining machine part in the installed state.

[0015] In Figure 2, shaft sealing ring 1 is mounted on a shaft 13 and sits with its housing 2 in location bore 14 of an engine cover 15 made of a light-metal alloy. While both beads 8, 10 of seal housing 2, without being shaped, ensure the guidance and/or alignment of shaft sealing ring 1 in location bore 14, the larger-diameter, middle bead 9 is predominantly elastically formed, so that it is able to flexibly adapt to a diameter of location bore 14 that increases under the action of temperature, so that lasting adhesion is maintained between seal housing 2 and engine cover 15, as is a reliable sealing action between both parts. Since the thickness of lacquer coat 12 is not as great as the height of the grooves formed between beads 8, 9, 10, lacquer parts that are sheared off in the area of beads 8 and 9 in response to shaft sealing ring 2 being pressed in, may deposit in the adjacent grooves and, together with the lacquer coat already present there, form an additional soft-material seal **[packing]**.

[0016] Figure 3 shows another variant of a shaft sealing-ring housing (without a sealing part). Over about half of its axial length, seat surface 16 is constituted of a

customary cylindrical part 17, while an elastically deformable zone 18 having a larger outer diameter is provided in the area of the other half.

[0017] However, the present invention is not only limited to shaft sealing rings, but is applicable in the same manner and in the same form to other seals as well, such as mechanical shaft-seal housings.

WHAT IS CLAIMED IS:

1. A sealing ring, in particular a shaft sealing ring, comprised of a sheet-metal body – housing which accommodates the actual sealing part and which has a substantially axially running and radially elastically deformable seat surface, wherein the seat surface (11, 16) has at least two circumferentially disposed, annular zones of different radial heights.
2. The sealing ring as recited in claim 1, wherein the seat surface (11) has three circumferentially disposed, annular zones, of which the middle one is the radially more elevated one.
3. The sealing ring as recited in claims 1 and 2, wherein the zones having different radial heights are formed by circumferentially disposed beads (8, 9, 10).
4. The sealing ring as recited in claims 1 through 3, wherein the seat surface (11) has a generally known lacquer coating (12).
5. The sealing ring as recited in claims 1 through 4, wherein the thickness of the lacquer coating (12) is less than the depth of the groove between two beads (8, 9) and (9, 10), respectively.